



⑯ Offenlegungsschrift
⑯ DE 43 21 800 A 1

⑯ Int. Cl. 5:
F04B 21/02
F 04 B 39/10

DE 43 21 800 A 1

⑯ Aktenzeichen: P 43 21 800.8
⑯ Anmeldetag: 30. 6. 93
⑯ Offenlegungstag: 13. 1. 94

⑯ Unionspriorität: ⑯ ⑯ ⑯

30.06.92 US 906826

⑯ Anmelder:

Flow International Corp., Kent, Wash., US

⑯ Vertreter:

Abitz, W., Dipl.-Ing.Dr.-Ing.; Morf, D., Dr.;
Gritschneider, M., Dipl.-Phys.; Frhr. von
Wittgenstein, A., Dipl.-Chem. Dr.phil.nat.; Morf, J.,
Dipl.-Chem.Univ. Dr.rer.nat., Pat.-Anwälte, 81679
München

⑯ Erfinder:

Raghavan, Chidambaram, Kent, Wash., US;
Tremoulet, Olivier L., Edmonds, Wash., US; Ting,
Edmund Y., Kent, Wash., US

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑯ Verschleißarm arbeitendes Höchstdruck-Tellerventil

⑯ Verschleißarm arbeitendes Tellerventil in einer Hochdruck-Kolbenpumpe. Die auf Druckverformung zurückzuführende Relativbewegung der Berührungsflächen wird besiegelt. Vorgesehen ist ein Ventilsitz mit einem Fließkanal und einer oberen Berührungsfläche sowie einem Ventiltellerelement, das abdichtend daran anliegt. Der Fließkanal steht in Verbindung mit einer Zone niedrigen Drucks, und die Außenseiten des Sitzes und des Elements stehen in Verbindung mit einer Zone hohen Drucks. Das Ventiltellerelement weist in seiner Berührungsfläche eine von einem Wandteil umgebene Vertiefung auf, und die Zone niedrigen Drucks steht über den Fließkanal in Verbindung mit dem Inneren der Vertiefung. Dadurch kann der Wandteil des Elements in Übereinstimmung mit dem Wandteil des Sitzes einwärts und auswärts verlagert werden durch den periodischen Druckunterschied, der zwischen den Zonen durch das Arbeiten der Pumpe erzeugt wird. Somit wird die Relativbewegung zwischen diesen Teilen aufgehoben, die anderenfalls Reibkorrosion an den Berührungsflächen verursachen würde.

DE 43 21 800 A 1

Beschreibung

Allgemeiner Stand der Technik

5

1. Erfindungsgebiet

Die Erfindung bezieht sich auf Hochdruckpumpen und insbesondere auf eine in derartigen Pumpen verwendete Tellerventilanordnung.

10

2. Stand der Technik

Hochdruckpumpen werden zu verschiedenen Zwecken verwendet, z. B. dazu, sehr hohen Fluiaddruck (z. B. Wasserdruck) zu liefern, damit dieses Wasser seinerseits in Form eines zum Schneiden, Schleifen usw. verwendbaren Hochgeschwindigkeitsstrahls ausgestoßen werden kann. Bei einer üblichen Bauweise einer derartigen Pumpe wird ein hin- und herlaufender Kolben verwendet, der in einem Hochdruckzylinder arbeitet, um das Fluid in eine Düse zu lenken. Beim Druckhub kann der Plunger oder sonstige Kolben Drücke in der Größenordnung von 1760 bis 2812 kg/cm² (25 000 bis 40 000 psi) erzeugen, während der Druck in dem Zylinder beim Ansaughub auf praktisch Null absinkt.

Am Ende des Pumpzylinders ist ein Auslaß-Rückschlagventil angeordnet. Zu den bei derartigen Anwendungen typischerweise verwendeten Rückschlagventilen gehören Tellerventile, bei denen das Ventilelement eine quer verlaufende Kontaktfläche aufweist, die mit einer korrespondierenden Kontaktfläche eines Ventilsitzes zusammenarbeitet. Tellerventile haben sich allgemein als geeignet für diese Hochdruckanwendungen erwiesen, sie neigen aber zu übermäßigem Verschleiß, wodurch sich unerwünschte Stillstandszeiten ergeben.

Bevor die Besonderheiten dieses Problems erörtert werden, soll jedoch zum besseren Verständnis eine Pumpenanordnung dargestellt werden, die mit einem üblichen Tellerventil dieser Art ausgestattet ist. Fig. 1 zeigt ein System, bei dem eine Pumpenanordnung 10 mit einer Abschlußkappe 16 auf das Ende eines Zylindergehäuses gesetzt ist. Das Zylindergehäuse besitzt eine Zylinderkammer, in der der Hochdruckkolben hin- und herläuft. Die Tellerventilanordnung 24 ist am Ende der Zylinderkammer angebracht, und die Anordnung umfaßt einen Ventilkörper 26 mit einem zentralen Ausstoßkanal 28 und außerdem einige mit radialem Abstand von diesem angeordnete Einlaßkanäle 30. Der Ausstoßkanal 28 zieht durch das Tellerventil 32 in eine Hochdruckventilkammer 34 und von dort zu einem schematisch mit 38 angedeuteten Druckspeicher. Typischerweise sind mehrere derartige Pumpbaugruppen vorgesehen, die nacheinander den Druckspeicher 38 beaufschlagen, um eine gleichbleibende Lieferung von Hochdruckfluid aufrechtzuerhalten; die Ventilkammer 34 wird auf diese Weise ständig mit Höchstdruckfluid gefüllt, und die typische Druckhöhe beträgt 1760 bis 2812 kg/cm² (25 000 bis 40 000 psi) oder mehr.

Das Tellerventil besteht aus einem zylindrischen Ventiltellerelement 60, das am Ende einer Führung 62 angeordnet ist, die in einem Führungsgehäuse 64 hin- und herläuft. Eine Druckfeder 66 übt von einer Abschlußwand 68 des Gehäuses aus Druck auf eine um das hintere Ende der Führung ziehende Schulter 70 aus. Das Gehäuse 64 besitzt Öffnungen 72, die Fluid um das Ventiltellerelement 60 herum fließen und in die Kammer 34 austreten lassen, und außerdem sind Entlüftungen 73 vorgesehen, um die Bewegung der Führung innerhalb des Gehäuses zu erleichtern.

Ein zylindrischer Ventilsitz 74 befindet sich in dem Unterteil des Gehäuses 64. Er besitzt einen zentralen Fließkanal 75, der eine kontinuierliche Fortsetzung des Ausstoßkanals 28 darstellt. Beim Ausstoßhub des Pumpenzylinders hebt der in dem Kanal 28 herrschende Druck das Element 60 von dem Sitz 74 ab, so daß das Fluid in die Ventilkammer austritt. Beim Ansaughub fällt dann der Druck in dem Kanal 28 ab, und das Ventiltellerelement 60 wird von der Druckfeder 66 und dem in der Kammer 34 herrschenden Druck abdichtend gegen den Sitz 74 gepreßt; diese Abdichtung verhindert es, daß das Hochdruckfluid in der Kammer durch den Kanal 28 zurück in den Zylinder tritt. Der extrem hohe Druckunterschied zwischen der Kammer 34 und dem Fließkanal 75 während des Ansaughubs hat eine sehr hohe Grenzflächenbelastung zwischen dem Ventilegel und dem Sitz zur Folge, und diese Kraft muß deutlich höher sein als die Fluiaddrücke, um eine wirksame Dichtung von Metall zu Metall herbeizuführen.

Wie oben erwähnt, ist ein schneller Verschleiß beim Betrieb dieser Tellerventile beobachtet worden. Der Verschleiß zeigte sich an der Grenzfläche zwischen dem Ventiltellerelement und dem Sitz und führte zu einer erheblichen Materialabtragung an beiden Elementen. Bei eingehenden Untersuchungen hat sich gezeigt, daß diese Abtragung nicht so sehr von dem Durchtritt von Fluid zwischen diesen Bauteilen herröhrt, sondern in erster Linie von der Relativbewegung zwischen dem Element und dem Sitz verursacht ist. Speziell übt das Fluid in der Kammer eine ständige Druckkraft auf die Außenseite des Ventilsitzes aus; die Druckkraft wird durch einen engen Ringraum 78 zwischen dem Sitz und dem Sockel 80, in den er aufgenommen ist, übertragen, während der Druck in dem zentralen Fließkanal mit den Hüben des Pumpkolbens schwankt. Infolgedessen wird die Ringwand des Sitzes während des Ansaughubs durch die Druckdifferenz nach innen bewegt und dehnt sich dann während des Ausstoßhubs wieder nach außen aus. Das Ventiltellerelement erfährt jedoch nicht die gleiche periodische Verformung: wie Fig. 1 erkennen läßt, ist das übliche Element 60 ein massives Metallbauteil, und dem Druck in der Kammer 34 wirkt daher die unveränderliche Druckkraft des massiven Körpers entgegen. Infolgedessen tritt eine erhebliche Relativbewegung zwischen den einander berührenden Flächen des Sitzes und des Elements auf, während diese aneinanderliegen. Das führt in Verbindung mit der hohen Grenzflächenbelastung zu plastischer Verformung und Reibverschleiß, wodurch das Ventil undicht wird. Wenn die ersten Undichtigkeiten aufgetreten sind, nimmt der Verschleiß schnell zu, und die Funktion verschlechtert sich schnell.

Somit ergibt sich die Aufgabe, eine Tellerventilanordnung zur Anwendung bei Höchstdruckkolbenpumpen zu entwickeln, welche die Relativbewegung der aneinanderstoßenden Berührungsflächen zwischen Ventiltellerelement und Ventilsitz verringert oder ausschließt und den Verschleiß während des Betriebs verhindert. Außerdem muß eine derartige Anordnung preisgünstig herstellbar sein und mit anderen Komponenten solcher Kolbenpumpen üblicher Bauart zusammenarbeiten können.

5

Zusammenfassung der Erfindung

Die Erfindung hat die obenerwähnten Probleme gelöst und stellt eine verschleißarme Ventiltelleranordnung für ein Rückschlagventil dar, das den Fluidrückfluß aus einer Hochdruckzone in eine Niederdruckzone in einer Kolbenpumpe verhindert. Insgesamt umfaßt die Anordnung einen Ventilsitz mit einer oberen Berührungsfläche und mindestens einem Fließkanal für das Fluid, welcher Fließkanal durch einen Wandteil des Sitzes begrenzt wird. Der Fließkanal steht in Verbindung mit der Niederdruckzone, und eine Außenseite des Wandteils steht in Verbindung mit der Hochdruckzone, so daß der Wandteil beim Auftreten eines Druckunterschieds zwischen diesen Zonen um einen vorbestimmten Betrag einwärts verlagert wird.

10

Das Ventiltellerelement hat eine untere Berührungsfläche, die so ausgeführt ist, daß sie dichtend an der Berührungsfläche des Sitzes anliegt, so daß der Fluidrückstrom unterbunden wird. Das Ventiltellerelement weist eine Vertiefung auf, die sich von der Berührungsfläche aus nach innen erstreckt und von einem Wandteil des Elements begrenzt ist. Die Vertiefung bildet eine Fortsetzung des Fließkanals in dem Sitz, wenn das Element und der Sitz einander berühren, so daß die Vertiefung in Verbindung mit der Niederdruckzone steht, und eine Außenseite des Wandteils des Elements steht in Verbindung mit der Hochdruckzone, so daß der Wandteil des Elements an der Berührungsstelle beim Auftreten des Druckunterschieds um einen vorbestimmten Betrag einwärts verlagert wird. Die Vertiefung ist so geformt, daß der Betrag, um den der Wandteil des Ventiltellerelements einwärts verlagert ist, ungefähr gleich demjenigen ist, um den der Wandteil des Sitzes an der Berührungsstelle beider einwärts verlagert ist, um die Relativbewegung zwischen den einander berührenden, in Dichtungsstellung befindlichen Flächen so klein wie möglich zu halten.

15

Der Ventilsitz kann einen einzigen Fließkanal oder eine Mehrzahl Fließkanäle aufweisen. Wenn nur ein einziger Fließkanal vorgesehen ist, kann das Ventiltellerelement praktisch zylindrisch geformt sein, wobei eine runde Ausmündung sich zentrisch in seiner unteren Berührungsfläche befindet, so daß die Berührungsfläche ringförmig um die Ausmündung herum verläuft. Der Sitz seinerseits kann ebenfalls zylindrisch sein, wobei der Fließkanal eine zylindrische Bohrung mit runder Öffnung ist, so daß die obere Berührungsfläche ringförmig um die Ausmündung herum verläuft.

20

Das obere Ende der Vertiefung in dem Ventiltellerelement kann durch eine gewölbte Innenfläche des Elements verschlossen sein, um eine Konzentration der Belastung der Innenfläche zu vermeiden, wenn der Wandteil des Elements einwärts verlagert wird. Diese gewölbte Innenfläche kann im wesentlichen Halbkugelform haben, und es kann auch ein zylindrischer unterer Abschnitt vorgesehen sein, der von der gewölbten Innenfläche aus abwärts zu der unteren Berührungsfläche des Elements verlaufen kann.

25

Wenn in dem Ventilsitz eine Mehrzahl Fließkanäle ausgebildet sind, kann es sich um ein Element in Gestalt einer abgeflachten Ringfläche oder eines abgeflachten Torus handeln, der eine Mittelöffnung für die Aufnahme eines Schafts einer Begrenzungsschraube besitzt, wobei die Fließkanäle in radialer Anordnung um die Öffnung angebracht sind. Das Ventiltellerelement seinerseits kann ein entsprechendes torusförmiges Element sein, das eine Mittelöffnung für den Schaft der Begrenzungsschraube aufweist, wobei die Vertiefung in der Berührungsfläche des Ventiltellerelements sich ringförmig um die Mittelöffnung erstreckt und mit der radialen Anordnung von Fließkanälen in dem Sitz fluchtet. Die Vertiefung in dem Ventiltellerelement kann eine in die Berührungsfläche des Elements geformte Ringnut sein, die einen U-Querschnitt besitzt. Die ringförmige Vertiefung in dem Ventiltellerelement kann etwa auf halbem Wege zwischen dessen Mittelöffnung und dessen Außenfläche verlaufen, so daß neben der ringförmigen Vertiefung mit Abstand voneinander ringförmige innere und äußere Wandteile des Elements von ungefähr gleicher Dicke gebildet werden.

30

Ferner wird ein Verfahren zur möglichst weitgehenden Herabsetzung des Verschleißes einer Ventiltelleranordnung eines Rückschlagventils, das einen Rückfluß des Fluids von einer Hochdruckzone in eine Niederdruckzone in einer Kolbenpumpe verhindert, angegeben, bei dem die Relativbewegung zwischen den Berührungsflächen von Ventilsitz und Ventiltellerelement bei deren dichtendem Aufeinanderliegen minimiert ist.

35

Kurze Beschreibung der Zeichnungen

55

Fig. 1 ist ein Schnittbild einer Tellerventilanordnung mit einem üblichen massiven Ventiltellerelement;

Fig. 2 ist ein Schnittbild einer Tellerventilanordnung, insgesamt vergleichbar mit der Bauweise nach Fig. 1, ein erfindungsgemäßes Ventiltellerelement darstellend, das mit einer zentralen Vertiefung versehen ist, die es ermöglicht, daß die Berührungsfläche des Elements sich in Übereinstimmung mit der Berührungsfläche des Ventilsitzes einwärts und auswärts verformt, so daß eine Relativbewegung zwischen den Flächen vermieden wird;

60

Fig. 3 ist ein Querschnitt durch das Ventiltellerelement nach Fig. 1 und seinen zugeordneten Ventilsitz in größerem Maßstab;

Fig. 4 ist ein Querschnitt durch das erfindungsgemäß Ventiltellerelement, welches sich dichtend gegen seinen zugeordneten Ventilsitz legt, in größerem Maßstab;

65

Fig. 5 ist ein mit Fig. 4 vergleichbarer Querschnitt, der in größerem Maßstab das Ventiltellerelement in seinem von dem Sitz abgehobenen Zustand zeigt, so daß Fluid austreten kann;

Fig. 6A ist ein Bewegungsliniendiagramm, das die Verlagerung darstellt, die das übliche, massive Ventilteller-

element und dessen Sitz während des Betriebs dieser Anordnung erfährt, wobei die Zeichnung der rechten Hälfte von Element und Sitz nach Fig. 3 entspricht;

Fig. 6B ist ein Ausschnitt aus dem Diagramm nach Fig. 6A und zeigt den Grenzflächenbereich zwischen dem Ventiltellerelement und dem Sitz in größerem Maßstab;

Fig. 7A ist ein mit Fig. 6A vergleichbares Bewegungsliniendiagramm, das die Verlagerung darstellt, die das erfundungsgemäße ausgekehlt Ventiltellerelement und dessen Sitz während des Betriebs dieser Anordnung erfährt, welche Zeichnung der rechten Hälfte von Element und Sitz nach Fig. 4 entspricht;

Fig. 7B ist ein Ausschnitt aus dem Diagramm nach Fig. 7A und zeigt den Grenzflächenbereich zwischen dem Ventiltellerelement und dem Sitz in größerem Maßstab;

Fig. 8 ist ein Querschnittsbild, das einige Ähnlichkeit mit der Darstellung in Fig. 2 hat und ein Eintrittsteller-ventil gemäß der Erfundung zeigt;

Fig. 9 ist ein Querschnitt der Eintrittsventilanordnung nach Fig. 8 in größerem Maßstab und zeigt das torusartig geformte Ventiltellerelement und den Sitz abdichtend aufeinanderliegend;

Fig. 10A ist eine perspektivische Ansicht des Sitzes und des Elements von Fig. 9 und veranschaulicht die radiale Anordnung der Fließkanäle in dem Sitz;

Fig. 10B ist ein Querschnitt des Sitzelements nach Fig. 10A längs der Linie 10B-10B;

Fig. 11A ist eine perspektivische Ansicht des Ventiltellerelements von Fig. 9 und zeigt die darin ausgebildete ringförmige Vertiefung;

Fig. 11B ist ein Querschnitt durch das Ventiltellerelement nach Fig. 11A längs der Linie 11B-11B.

20

Ausführliche Beschreibung

Fig. 2 zeigt die in einer Hochdruckpumpe angeordnete erfundungsgemäße Tellerventilanordnung 100 anstelle der oben beschriebenen üblichen Tellerventilanordnung. Soweit der Gesamtaufbau der Pumpenanordnung 10 vergleichbar mit dem im Zusammenhang mit Fig. 1 beschriebenen ist, haben übereinstimmende Bauelemente die gleichen Bezugszahlen erhalten.

Dementsprechend fließt Hochdruckfluid aus dem Pumpzylinder über die Tellerventilanordnung 100 in die Kammer 34.

Der Gesamtaufbau der Ventilanordnung 100 entspricht ungefähr dem obenbeschriebenen Aufbau insofern, als er ein Ventiltellerelement 102 aufweist, das in ein Führungsteil 104 eingesetzt ist, das innerhalb eines umgebenden Führungsgehäuses 106 hin- und herbewegbar ist. Das Element wird wiederum gegen den Sitz 108 durch eine Drucksfeder 110 gedrückt, die auf einer Schulter 114 an dem Führungsteil aufliegt. Das Ventiltellerelement 102 hebt sich, wie zuvor, während des Ausstoßhubes von dem Sitz 108 ab, und das Fluid entweicht durch die radialen Kanäle 122 in die Kammer 34. Das Ventiltellerelement schließt dann den Fließkanal 116 in dem Sitz während des Ansaughubes.

Wie oben erläutert, wird die Ringwand des Sitzes 108 durch die während des Ansaughubes erzeugte Druckdifferenz einwärts verbogen, und das hat früher zu einer Relativbewegung zwischen Sitz und Ventiltellerelement geführt; das erfundungsgemäße Ventiltellerelement ist jedoch mit einer zentralen Vertiefung 132 versehen, die dem Ende des Ventiltellerelements eine Einwärtsverbiegung zugleich mit dem Sitz ermöglicht, wodurch die Relativbewegung zwischen diesen Bauteilen ausgeschlossen wird.

Das zeigt sich vielleicht am deutlichsten durch Vergleich zwischen Fig. 3, die das übliche massive Ventiltellerelement zeigt, und Fig. 4, die das erfundungsgemäße Ventiltellerelement zeigt. Wie in Fig. 3 zu erkennen, wird durch den Druck in der Ventilkammer eine einwärts gerichtete Kraft sowohl gegen das Ventiltellerelement 60 als auch gegen den Sitz 74. ausgeübt, wie durch die Pfeile 134, 136 angedeutet (wobei der Einfachheit halber nur die radial gerichteten Kräfte dargestellt sind). Dadurch entsteht, wenn der Druck in der Bohrung 75 während des Ansaughubes herabgesetzt wird, die Einwärtsverbiegung des Sitzes, die durch die gestrichelten Pfeile 139 angedeutet ist; diese Verbiegung geht aber nicht mit einer entsprechenden Verbiegung des massiven Ventiltellerelements einher.

Fig. 4 zeigt das erfundungsgemäße Ventiltellerelement, dessen Sitz praktisch identischen, einwärts gerichteten Kräften ausgesetzt ist, die durch die Pfeile 142 und 144 angedeutet sind. Der Sitz 108 verbiegt sich infolgedessen während des Ansaughubes in gleicher Weise wie zuvor, angedeutet durch gestrichelte Pfeile 145. Hier weist jedoch das Ventiltellerelement 60 eine Vertiefung 132 auf, und dadurch wird Material aus dem Mittelteil des Ventiltellerelements entfernt, so daß an seinem Umfang eine verhältnismäßig dünne ringförmige Wand 150 verbleibt. Die Vertiefung ermöglicht es außerdem, die Niederdruckzone in dem Fließkanal mit dem Inneren des Ventiltellerelements zu verbinden, so daß dieser Wandteil der gleichen Druckdifferenz ausgesetzt ist wie der Wandteil des Sitzes. Die Wand des Ventiltellerelements wird infolgedessen während des Ansaughubes des Zylinders nach innen bewegt in Übereinstimmung mit der Wand des Ventilsitzes, wie es die gestrichelten Pfeile 152 andeuten. Während des Ausstoßhubes wird dann der erhöhte Druck innerhalb des Fließkanals des Ventilsitzes in Verbindung gebracht mit der Vertiefung 132. Infolgedessen dehnen sich der ringförmige Wandteil 150 des Ventiltellerelements und der entsprechende ringförmige Wandteil 151 des Ventilsitzes, da die Druckdifferenz aufgehoben ist, zusammen nach außen aus, wie durch die gestrichelten Pfeile 160, 162 angedeutet ist.

Das Eintreten dieser zusammenwirkenden Verbiegung von Sitz und Element hängt in erster Linie von der Formgebung der Vertiefung 132 ab. Wie Fig. 4 zeigt, fluchtet die Vertiefung vorzugsweise in Achsenrichtung mit dem Fließkanal in dem Sitz, und ihr Durchmesser entspricht insgesamt dem des Fließkanals. Das untere Ende des Wandteils 150 erstreckt sich um die kreisförmige Öffnung der Vertiefung, so daß diese eine ringförmige Berührungsfläche 148 bildet, die der Oberfläche 146 des Sitzes entspricht. An ihrem oberen Ende ist die Vertiefung durch einen gewölbten oberen Teil 154 verschlossen, so daß die Umrandungswand 150 in Durchmesserrichtung durch eine zusammenhängende, gekrümmte Fläche geschlossen ist. Dadurch wird leichter die

Konzentration von Belastungen vermieden, wenn die Wand sich nach innen und außen durchbiegt, und es wird auch ein glatter Übergang von dem verbiegbaren unteren Teil des Elements zu dem massiven, verhältnismäßig unverbiegbaren oberen Teil geschaffen. Bei einigen Ausführungsformen kann die Vertiefung auch einen zylindrischen unteren Abschnitt besitzen, der sich von dem gewölbten oberen Ende abwärts zu der unteren Berührungsfläche erstreckt, und das ist in Fig. 2 zu erkennen; diese Anordnung führt zur Ausbildung einer Ringwand mit gleichmäßiger Dicke über mindestens einen Teil der Wandhöhe und macht es außerdem möglich, der Vertiefung eine größere Höhe zu verleihen, als es möglich wäre, wenn man lediglich eine halbkugelförmige Aussparung vorsähe.

Aus dem vorstehend Gesagten ergibt sich, daß das Hauptmerkmal der Erfindung darin zu sehen ist, daß das Ventiltellerelement eine zentrale angeordnete Vertiefung besitzt, so daß seine Berührungsfläche sich in Übereinstimmung mit den entsprechenden Bewegungen des Ventilsitzes einwärts und auswärts verbiegt. Der Erfolg dieser Maßnahme wird eindeutig bestätigt durch einen Vergleich der Fig. 6A—6B, die die Bewegungslinien des üblichen, massiven Ventiltellerelements und Ventilsitzes zeigen, mit den Fig. 7A—7B, die die entsprechenden Linien für das Ventiltellerelement und den Ventilsitz nach der Erfindung wiedergeben. Jedes Bild zeigt die rechte Hälfte der jeweiligen Anordnung, und die Bewegung erfolgt somit insgesamt nach links. Diese Verbiegungslinien wurden nach dem Finite-Elemente-Verfahren berechnet und wurden erzeugt unter der Annahme einer Druckdifferenz von etwa 2812 kg/cm^2 (40 000 psi) an diesen Teilen. Die an den Linien vermerkten Zahlenwerte geben die Strecken an, um die diese Teile der Bauelemente infolge der Druckdifferenz verschoben werden; die Zahlen bedeuten Vielfache von 1.10^{-5} inches (also: 28,42 bedeutet: 0,0002842 inches).

Die in Fig. 6A dargestellten Linien zeigen deutlich das hohe Ausmaß der Relativbewegung, die zwischen dem massiven Ventiltellerelement und seinem Ventilsitz auftritt. Wenn an dem massiven Ventiltellerelement eine gewisse Verbiegung erkennbar wird, ist diese nur sehr gering und beträgt zwischen etwa 0,0025 mm (0,00011 inches) bis hinunter zu 0,0005 mm (0,00002 inches) und weniger. Demgegenüber wird der Ventilsitz um viel größere Strecken bewegt, die von mindestens etwa 0,005 mm (0,00022 inches) bis zu mehr als 0,0094 mm (0,00037 inches) reichen.

Dieser Unterschied ist besonders ausgeprägt an der Dichtungsfläche, wie in Fig. 6B dargestellt. An einem typischen Punkt 166, der ungefähr in der Mitte des zwischen dem Ventiltellerelement und dem Sitz gebildeten ringförmigen Dichtungsbereichs liegt, ist die Oberfläche des massiven Ventiltellerelements nur 0,0005 mm (0,00002 inches) weit nach innen verlagert, während der entsprechende Teil des Ventilsitzes um 0,0086 mm (0,00034 in.) verlagert ist. Daher findet während jedes Hubes des Pumpzylinders eine Relativbewegung von etwa 0,0082 mm (0,00032 inches) — in Einwärtsrichtung und anschließend in Auswärtsrichtung — statt, bei der der obenbeschriebene Abrieb hervorgerufen wird.

Demgegenüber zeigen die Fig. 7A—7B die ganz außerordentliche Verminderung der Relativbewegung, die durch das ausgekehle Ventiltellerelement nach der Erfindung zu erreichen ist. Die Verbiegung des Ringwandteils dieses Elements ist deutlich erkennbar in Fig. 7A, aus der man entnimmt, daß die Verschiebung in Richtung auf den Grund der Wand den Betrag von 0,0091 mm (0,00036 inches) überschreitet, was ein Mehrfaches dessen ist, was der entsprechende Abschnitt des massiven Ventiltellerelements erfuhr. Kritisch ist jedoch nicht so sehr die bloße Verbiegung des Ventiltellerelements sondern vielmehr, daß diese Verbiegung der Verbiegung des Wandteils des Sitzes angepaßt sein sollte. Das wird durch richtige Dimensionierung der Vertiefung 132, vor allem hinsichtlich Tiefe und Durchmesser erreicht, und die Ergebnisse sind in Fig. 7A deutlich zu erkennen: es gibt einen glatten und kontinuierlichen Übergang von der verhältnismäßig geringen Verschiebung an dem oberen Ende des Ventiltellerelements zu etwa 0,0086 mm (0,00034 inches) Einwärtsverlagerung an der Grenzfläche zu dem Ventilsitz. Die Linien für den Wandteil des Ventilsitzes 108 wiederum zeigen, daß die Berührungsfläche des Ventilsitzes wiederum um etwa 0,0086 mm (0,00034 inches) einwärts verlagert ist, und daß das nun sehr genau übereinstimmt mit der Verschiebung der Berührungsfläche des Ventiltellerelements. Fährt man an dem Sitz nach unten, fallen die Verschiebungslinien allmählich ab zu niedrigeren Werten; im wesentlichen spiegelt die Verschiebung des Ventilsitzes 108 die des Ventiltellerelements 102 wider, wobei die beiden am stärksten einwärts verlagert werden an ihren zusammenstoßenden Flächen, und dann in geringerem Maße, wenn man sich von dieser Grenzfläche entfernt.

Die tatsächliche Beseitigung einer Relativbewegung an der Dichtungsfläche wird erkennbar bei genauer Betrachtung des vergrößerten Ausschnitts in Fig. 7B. Hier sieht man wieder das Fortschreiten der Werte zunehmender Verschiebung in Richtung auf das untere Ende des Ventiltellerelements, und wie diese mit den Linien für den Ventilsitz, wo die beiden sich treffen, eng übereinstimmen. Tatsächlich fallen am Punkt 168, der dem Ort des Punktes 166 in Fig. 6B entspricht, die jeweiligen Verlagerungszahlen sehr nahe zusammen mit 0,0089 mm (0,00035 inches) und 0,0086 mm (0,00034 inches). Die Relativbewegung an diesem Punkt hat sich nun auf etwa 0,00025 mm (0,00001 inch) vermindert, d. h. eine etwa dreißigfache Verringerung von den etwa 0,0082 mm (0,00032 inches) Bewegung, die bei der bekannten Konstruktion eintrat, und das führt zu einer ganz außerordentlichen Herabsetzung des Abriebs.

Die oben angegebenen typischen Resultate wurden erzielt mit einem Ventiltellerelement und Ventilsitz mit folgenden Hauptabmessungen:

Ventiltellerelement

5	Gesamtdurchmesser	10,2 mm	(0,400")
	Gesamthöhe	8,9 mm	(0,350")
	Durchmesser der Vertiefungsöffnung	5,9 mm	(0,234")
	Tiefe der Vertiefung	5,1 mm	(0,20")
10	Oberes Ende der Vertiefung	3,0 mm	(0,117") sr

Ventilsitz

15	Außendurchmesser des Wandteils	14,1 mm	(0,557")
	Höhe der Wand über Basis	6,2 mm	(0,245")
	Durchmesser des Fließkanals	4,8 mm	(0,188")
20	Mündungsdurchmesser (65° Durchgang zur Mittelbohrung)	6,6 mm	(0,260")
	Mündungstiefe	1,3 mm	(0,050")

25 Die genannten Bauteile wurden aus Carpenter rostfreiem Stahl 410 hergestellt, wurden vergütet bei 982°C (1800°F) und vor dem Bearbeiten vier Stunden lang ölvergütet bei 288°C (550°F). Natürlich kann der Fachmann an diesen Ausführungsbeispielen zahlreiche Änderungen hinsichtlich Abmessung und Material vornehmen. Zum Beispiel kann ein verhältnismäßig dickeres Ringwandteil, das einen gleichen Grad von Beweglichkeit aufweist, hergestellt werden, indem der Durchmesser der Vertiefung verkleinert wird, während ihre Höhe vergrößert wird, und umgekehrt.

30 In den Fig. 8 bis 11 wird eine zweite Ausführungsform der Erfindung dargestellt, die eine Ansaugventilanordnung zum Steuern des Stroms von Niederdruckfluid in den Pumpzylinder bildet. So zeigt Fig. 8 wiederum einen Ventilkörper 26, der am Ende der Zylinderkammer angeordnet ist und einige radial verteilte Ansaugkanäle 30 aufweist. Diese Ansaugkanäle stehen in Verbindung mit einem Verteiler 180, der ein Niederdruckfluid zuführt. Typischerweise ist dieses Niederdruckfluid Wasser, und der Zuführdruck kann normalerweise etwa 4,20 kg/cm² (60 psi) betragen. Das Niederdruckwasser wird in Richtung der Pfeile in Fig. 8 durch die Ansaugkanäle 30 in den Pumpzylinder gesaugt. Dieser Strom wird gesteuert durch ein Ansaugrückschlagventil, das als Tellerventilanordnung 184 ausgebildet ist. Die Ventilanordnung besteht aus einem torusartigen Ventiltellerelement 186 und einem entsprechend torusartig geformten Ventilsitz 188. Während des Ansaughubes der Pumpe wird das Ventiltellerelement 186 von dem Sitz 188 abgehoben, so daß das Niederdruckfluid in den Pumpzylinder eintreten kann, und während des Ausstoßhubes bewegt sich das Ventiltellerelement dann zurück und liegt dichtend an dem Sitz an, um einen Rückfluß von Druckfluid durch die Kanäle 30 zu verhindern.

35 Fig. 9 zeigt das Ventiltellerelement und den Sitz mit ihren Einzelheiten in größerem Maßstab, ferner die durch deren Mitte verlaufende Begrenzungsschraube 190. Diese Begrenzungsschraube (die vergleichbar ist mit denen, die bei üblichen Ansaugtellerventilen mit massiven Ventiltellerelementen verwendet wird), besitzt ein unteres Ende 192 mit Gewinde, das in das Ende des Ventilkörpers eingreift, und einen verhältnismäßig breiten Kopfteil 194. Dieser Kopfteil ragt von dem Schaft 196 der Schraube nach außen und stellt einen Anschlag zur Begrenzung 40 der Bewegung des Ventiltellerelements dar, wenn dieses von dem Ventilsitz abgehoben wird. Der Schaft der Begrenzungsschraube verläuft durch die Mittelöffnungen des torusartigen Elements und Sitzes, und es sind zylindrische Lagerbüchsen 198 und 200 über die Länge des Schafts verteilt, die an den inneren Zylinderflächen des Elements und des Sitzes entlang gleiten. Die Begrenzungsschraube ist mit einer (nicht gezeichneten) 45 Mittelbohrung versehen, und diese geht stufenlos über in den Austrittskanal 28, so daß aus dem Pumpzylinder 202 ausgestoßenes Hochdruckfluid durch diesen in den Kanal 28 fließt. Eine Druckfeder 204 liegt an der Oberseite des Ventiltellerelements 186 an, so daß dieses gegen den Sitz 188 gedrückt wird.

50 Wie oben erwähnt, wurden zu diesem Zweck übliche Tellerventilanordnungen mit massiven Ventiltellerelementen verwendet. Aus den schon oben erwähnten Gründen ergab sich dabei aber ein außerordentlich hoher Verschleiß wegen der auftretenden äußerst hohen Druckdifferenzen (2812 – 4,20 kg/cm² [40 000 – 60 psi]). Diese 55 Schwierigkeit wurde noch größer, als es sich als zweckmäßig erwies, eine Entlastungsnut in die Berührungsfläche des Ventilsitzes zu schneiden, um die Kontaktdrücke zu erhöhen, denn das verstärkte die Tendenz des Sitzes, sich im Betrieb zu verformen. Dieses Problem wurde mit der Erfindung gelöst, indem eine ringförmige Vertiefung in der Berührungsfläche des Ventiltellerelements ausgebildet wurde, so daß die ringsförmigen Wandbereiche, die neben dieser Nut gebildet werden, in Übereinstimmung mit den Wandbereichen des Sitzes so verschoben werden, daß die Relativbewegung zwischen den Berührungsflächen dieser Teile ausgeschaltet wird.

60 Die Fig. 10 bis 11 geben diese Elemente mit weiteren Einzelheiten wieder. Zunächst zeigen die Fig. 10A und 10B den torusförmigen Ventilsitz 188. Dieser besitzt eine insgesamt zylindrische Außenseite 208 sowie eine Mittelbohrung 210, durch die die Begrenzungsschraube verläuft. Das obere Ende des Sitzes bildet eine insgesamt

ebene Berührungsfläche 212. Durch diese verläuft eine Reihe Fließkanäle 214, die vertikal durch den Sitz hindurchführen, so daß sie mit den Ansaugkanälen in dem Ventilkörper in Verbindung stehen in der gezeichneten Ausführung sind sechs derartige Kanäle gezeichnet. Die Fließkanäle sind radial um die Mittelbohrung herum angeordnet, vorzugsweise etwa in der Mitte zwischen der Bohrung und der Außenwand des Sitzes. Die oberen Öffnungen der Fließkanäle sind durch die kreisförmige Entlastungsnut 216 miteinander verbunden, die in die Berührungsfläche geschnitten ist, um den Kontaktdruck mit dem Ventiltellerelement zu erhöhen; die Nut hat einen flachen U-Querschnitt, und ihre Breite entspricht ungefähr dem Durchmesser der Fließkanäle. Man erkennt also, daß die Innen- und Außenwandteile 218, 220 im wesentlichen neben jedem Fließkanal ausgebildet sind, und daß die oberen Enden dieser Wandteile gegen Druckkräfte zusätzlich durch die Entlastungsnut geschwächt sind. Diese Anordnung ist somit analog dem Fließkanal und der Ringwand des oben beschriebenen Einkanal-Ventilsitzes 108, und es ist daher begreiflich, daß die Wandteile 218, 220 bei in Betrieb befindlicher Pumpe in gleicher Weise den zyklischen Einwärts- und Auswärtsverformungen unterworfen sind.

Das Ventiltellerelement 186 seinerseits ist in Fig. 11A dargestellt. Wie der Ventilsitz ist auch dieses torusförmig und besitzt eine zylindrische Außenwand 222 und eine zylindrische Mittelbohrung 224 für die Begrenzungsschraube. Es gibt zwei genau übereinstimmende Berührungsflächen 226 bzw. 228 am oberen bzw. unteren Ende des Elements, so daß das Element auf die eine oder die andere Art bei Montage oder Reparatur eingebaut werden kann. Eine ringförmige Vertiefung 230, 232 befindet sich in jeder dieser Berührungsflächen: die Vertiefungen sind vorzugsweise ungefähr in der Mitte zwischen der Innenbohrung und der Außenwand des Ventiltellerelements angeordnet, so daß sie der Entlastungsnut in dem Sitz entsprechen. Bei der gezeichneten Ausführungsform ist jede Vertiefung ausgebildet als flache, U-förmige Nut, und die Vertiefungen sind so ausgeführt, daß sie in vertikaler Richtung mit den Fließkanälen und der ringförmigen Vertiefung in dem darunter liegenden Sitzelement fluchten. Die ringförmigen Vertiefungen sind analog der einzelnen zentralen Vertiefung 132 in dem obenbeschriebenen Ventiltellerelement, und daher sind innere und äußere Ringwandteile 234, 236 und 238, 240 neben jeder der Vertiefungen ausgebildet; die ringförmigen Vertiefungen sind somit so geformt, daß diese Wandteile sich während des Betriebs der Pumpe in Übereinstimmung mit den Wandteilen des darunter liegenden Sitzes nach innen und nach außen verbiegen, wodurch die Relativbewegung zwischen den Berührungsflächen dieser Komponenten auf ein Minimum herabgesetzt oder ausgeschaltet ist.

Ein Ausführungsbeispiel des Ansaugtellerventils mit einem Ventiltellerelement und Sitz in der in den Fig. 8 bis 12 dargestellten Bauweise, so ausgeführt, daß es mit einem Ansaugdruck von etwa 4,20 kg/cm² (60 psi) und einem Ausstoßdruck von mehr als 2812 kg/cm² (40 000 psi) arbeitet, hat folgende Hauptabmessungen:

Ansaugsitz

Außendurchmesser	30,1 mm	1,185"	35
Innendurchmesser	9,8 mm	0,385"	
Gesamthöhe	5,1 mm	0,200"	
Zahl der Ansaugkanäle	6 Stück, jeweils um 60° gegeneinander versetzt		40
Durchmesser der Fließkanäle	4,0 mm	0,156"	
Breite der Ringnut	20,4 mm	0,802"	45
Tiefe der Nut	0,5 mm	0,019"	
Radius der Nut	3,2 mm	0,125" sr	

Ventilteller-Element

Außendurchmesser	28,4 mm	1,120"	55
Innendurchmesser	11,3 mm	0,446"	
Gesamthöhe	6,1 mm	0,240"	
Breite d. ringförm. Vertiefungen	20,4 mm	0,802"	60
Tiefe der Vertiefungen	0,74 mm	0,029"	
Radius der Vertiefungen	2,36 mm	0,093" sr	

Werkstoffe und Wärmebehandlung dieser Bauteile waren im wesentlichen die gleichen wie bei den Bauteilen des hierüber beschriebenen Tellerventils.

Die Erfindung kann andere spezifische Formen erhalten, ohne daß dadurch die durch die Erfindung gegebene Lehre aufgehoben oder kennzeichnende Merkmale der Erfindung verändert würden. Die dargestellten Ausführungsformen sollen daher in jeder Hinsicht als beschreibend und nicht als einschränkend verstanden werden, wobei der Erfindungsgedanke nicht durch die vorstehende Beschreibung sondern durch die zugehörigen Patentansprüche definiert wird; alle Änderungen, die als äquivalente Lösung zu gelten haben, sind von den Ansprüchen mitumfaßt.

Patentansprüche

10 1. Verschleißarm arbeitende Ventiltelleranordnung für ein Rückschlagventil, das den Rückfluß von Fluid aus einer Zone hohen Drucks in eine Zone niedrigen Drucks in einer Kolbenpumpe verhindert, welche Ventiltelleranordnung umfaßt:
einen Ventilsitz mit einer oberen Berührungsfläche und mindestens einem Fließkanal für das genannte Fluid, welcher genannte Fließkanal begrenzt ist durch einen Wandteil des genannten Sitzes, welcher Fließkanal in Verbindung steht mit der genannten Zone niedrigen Drucks, und wobei eine Außenseite des genannten Wandteils in Verbindung steht mit der genannten Zone hohen Drucks, so daß der genannte Wandteil um einen bestimmten Betrag nach innen verlagert wird aufgrund eines Druckunterschieds, der von der genannten Kolbenpumpe zwischen den genannten Zonen erzeugt wird, und
ein Ventiltellerelement mit einer unteren Berührungsfläche solcher Form, daß sie dichtend an der genannten Berührungsfläche des genannten Sitzes anliegt, um den genannten Rückfluß des genannten Fluids zu verhindern, welches Ventiltellerelement eine Vertiefung aufweist, die sich von der genannten unteren Berührungsfläche aus nach innen erstreckt und die begrenzt ist durch einen Wandteil des genannten Elements, welche Vertiefung eine Fortsetzung des genannten Fließkanals in dem genannten Sitz bildet, wenn das genannte Element und der genannte Sitz einander berühren, so daß die genannte Vertiefung in Verbindung mit der genannten Zone niedrigen Drucks steht, und wobei eine Außenseite des genannten Wandteils des genannten Elements in Verbindung mit der genannten Zone hohen Drucks steht, so daß der genannte Wandteil des genannten Elements nach Maßgabe des genannten Druckunterschieds um einen vorbestimmten Betrag einwärts verlagert wird;
welche Vertiefung so geformt ist, daß der genannte vorbestimmte Betrag, um den der genannte Wandteil des genannten Ventiltellerelements verlagert ist, ungefähr gleich dem genannten vorbestimmten Betrag ist, um den der genannte Wandteil des genannten Sitzes an der Berührungsstelle beider einwärts verlagert ist, um die Relativbewegung zwischen den einander berührenden, in Dichtungsstellung befindlichen genannten Flächen so klein wie möglich zu halten.

15 2. Ventiltelleranordnung nach Anspruch 1, worin der genannte Ventilsitz einen einzigen Fließkanal der genannten Art besitzt und das genannte Ventiltellerelement eine einzige, mit dem genannten Fließkanal fluchtende Vertiefung der genannten Art aufweist.

20 3. Ventiltelleranordnung nach Anspruch 2, worin die genannte Außenwand des genannten Ventiltellerelements im wesentlichen zylindrisch ist und die genannte Vertiefung eine im wesentlichen runde Ausmündung an der genannten unteren Berührungsfläche hat, so daß die genannte untere Berührungsfläche sich ringförmig um die genannte Ausmündung erstreckt.

25 4. Ventiltelleranordnung nach Anspruch 3, worin die genannte Außenfläche des genannten Sitzes im wesentlichen zylindrisch ist und der genannte Fließkanal eine im wesentlichen zylindrische Bohrung mit runder Öffnung an der oberen Berührungsfläche ist, so daß die genannte obere Berührungsfläche sich ringförmig um die genannte Öffnung erstreckt.

30 5. Ventiltelleranordnung nach Anspruch 3, worin die genannte Vertiefung ein oberes Ende aufweist, das durch eine gewölbte Innenfläche des genannten Elements verschlossen ist, um eine Konzentration der Belastung der genannten Innenfläche zu verhindern, wenn der genannte Wandteil des genannten Elements einwärts verlagert wird.

35 6. Ventiltelleranordnung nach Anspruch 5, worin die genannte Innenfläche des genannten Ventiltellerelements im wesentlichen Halbkugelform hat.

40 7. Ventiltelleranordnung nach Anspruch 5, worin die genannte Vertiefung in dem genannten Ventiltellerelement einen zylindrischen unteren Abschnitt aufweist, der sich von der genannten gewölbten Innenfläche aus abwärts zu der genannten unteren Berührungsfläche erstreckt.

45 8. Ventiltelleranordnung nach Anspruch 4, worin die genannte Vertiefung in dem genannten Ventiltellerelement im wesentlichen koaxial mit dem genannten Fließkanal in dem genannten Ventilsitz verläuft.

50 9. Ventiltelleranordnung nach Anspruch 1, worin der genannte Ventilsitz eine Mehrzahl der genannten Fließkanäle besitzt und die genannte Vertiefung in dem genannten Ventiltellerelement so geformt ist, daß sie in Verbindung mit jedem der genannten Fließkanäle steht, wenn das genannte Element und der genannte Sitz dichtend aufeinanderstehen.

55 10. Ventiltelleranordnung nach Anspruch 9, worin der genannte Ventilsitz ein torusförmiges Bauteil ist, das eine Mittelloffnung zur Aufnahme des Schafts einer Begrenzungsschraube besitzt, welche Mehrzahl von Fließkanälen in einer radialen Anordnung um die genannte Mittelloffnung angebracht ist.

60 11. Ventiltelleranordnung nach Anspruch 10, worin das genannte Ventiltellerelement ein entsprechendes torusförmiges Bauteil mit einer Mittelloffnung für die Aufnahme des genannten Schafts der genannten Begrenzungsschraube ist, welche Vertiefung in der genannten Berührungsfläche des genannten Ventiltellerelements sich ringförmig um die genannte Mittelloffnung erstreckt und mit der genannten radialen Anordnung von Fließkanälen in dem genannten Sitz fluchtet.

65 12. Ventiltelleranordnung nach Anspruch 11, worin die genannte Vertiefung in dem genannten Ventilteller-

element eine Ringnut in der genannten Berührungsfläche des genannten Elements ist.

13. Ventiltelleranordnung nach Anspruch 12, worin die genannte Vertiefung U-förmigen Querschnitt hat.

14. Ventiltelleranordnung nach Anspruch 11, worin die genannte ringförmige Vertiefung in dem genannten Ventiltellerelement etwa auf halbem Wege zwischen der genannten Mittelöffnung und dessen genannter Außenfläche verläuft, so daß neben der ringförmigen Vertiefung mit Abstand voneinander ringförmige innere und äußere Wandteile des genannten Ventiltellerelements von ungefähr gleicher Dicke gebildet werden.

5

15. Ventiltelleranordnung nach Anspruch 11, worin der genannte Ventilsitz außerdem mit einer Ringnut in der genannten oberen Berührungsfläche versehen ist, um den Kontaktdruck zwischen den genannten Berührungsflächen zu erhöhen, wobei die genannte Ringnut sich so um die genannte Mittelöffnung in dem genannten Sitz herum erstreckt, daß sie die genannte Anordnung von Fließkanälen miteinander verbindet, und so, daß der innere und der äußere Ringabschnitt der genannten oberen Berührungsfläche sich neben der genannten Nut befinden.

10

16. Ventiltelleranordnung nach Anspruch 15, worin das genannte Ventiltellerelement und der genannte Ventilsitz so geformt sind, daß die genannte ringförmige Vertiefung in dem genannten Element und die genannte Nut in dem genannten Sitz in Vertikalrichtung fluchten, wenn das genannte Element und der genannte Sitz dichtend aufeinanderstehen.

15

17. Verfahren zur Minimierung des Verschleißes einer Ventiltelleranordnung eines Rückschlagventils, das den Rückfluß eines Fluids aus einer Zone hohen Drucks in eine Zone niedrigen Drucks in einer Kolbenpumpe verhindert, welches Verfahren folgende Schritte umfaßt:

20

Bereitstellen eines Ventilsitzes mit einer oberen Berührungsfläche und mindestens einem Fließkanal, begrenzt durch einen Wandteil des genannten Sitzes, welcher Fließkanal in Verbindung mit der genannten Zone niedrigen Drucks steht und welcher Seitenwandteil eine Außenseite aufweist, die in Verbindung mit der genannten Zone hohen Drucks steht;

25

Bereitstellen eines Ventiltellerelements mit einer unteren Berührungsfläche, die so geformt ist, daß sie dichtend an der genannten Berührungsfläche des genannten Sitzes anliegt, um den Rückfluß des genannten Fluids zu verhindern, welches Ventiltellerelement eine von der genannten unteren Berührungsfläche sich einwärts erstreckende und durch einen Wandteil des genannten Ventiltellerelements begrenzte Vertiefung aufweist, welche Vertiefung mit dem genannten Fließkanal fluchtet, wenn das genannte Element und der genannte Sitz aufeinanderstehen, so daß die genannte Vertiefung in Verbindung mit der genannten Zone niedrigen Drucks steht, und wobei eine Außenseite des genannten Wandteils des genannten Elements in Verbindung mit der genannten Zone hohen Drucks steht;

30

die genannte Pumpe hin- und herlaufen lassen, so daß ein Druckunterschied zwischen der genannten Zone hohen Drucks und der genannten Zone niedrigen Drucks erzeugt wird; und die genannten Berührungsflächen des genannten Ventiltellerelements und des genannten Ventilsitzes in dichtende Berührung miteinander bringen, so daß die genannten Wandteile sowohl des genannten Sitzes als auch des genannten Elements von dem genannten Druckunterschied einwärts verlagert werden, wobei die genannte Vertiefung in dem genannten Ventiltellerelement so gestaltet ist, daß der genannte Wandteil des genannten Elements um einen Betrag einwärts verlagert wird, der ungefähr gleich einem Betrag ist, um den der genannte Wandteil des genannten Sitzes einwärts bewegt wird, um die Relativbewegung der genannten, einander berührenden Berührungsflächen auf einen Minimalwert zu beschränken.

40

Hierzu 10 Seite(n) Zeichnungen

45

50

55

60

65

— Leerseite —

FIG. 2 *

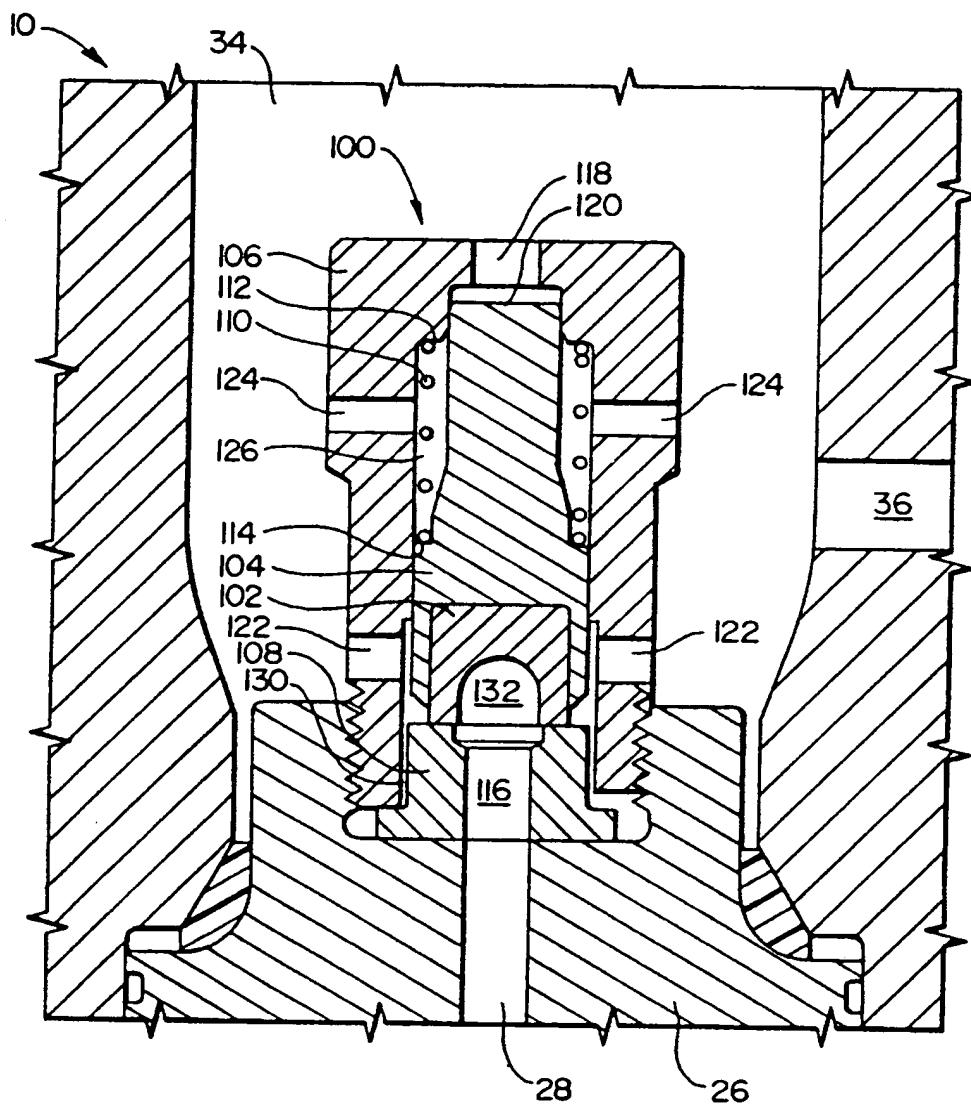


FIG. 1

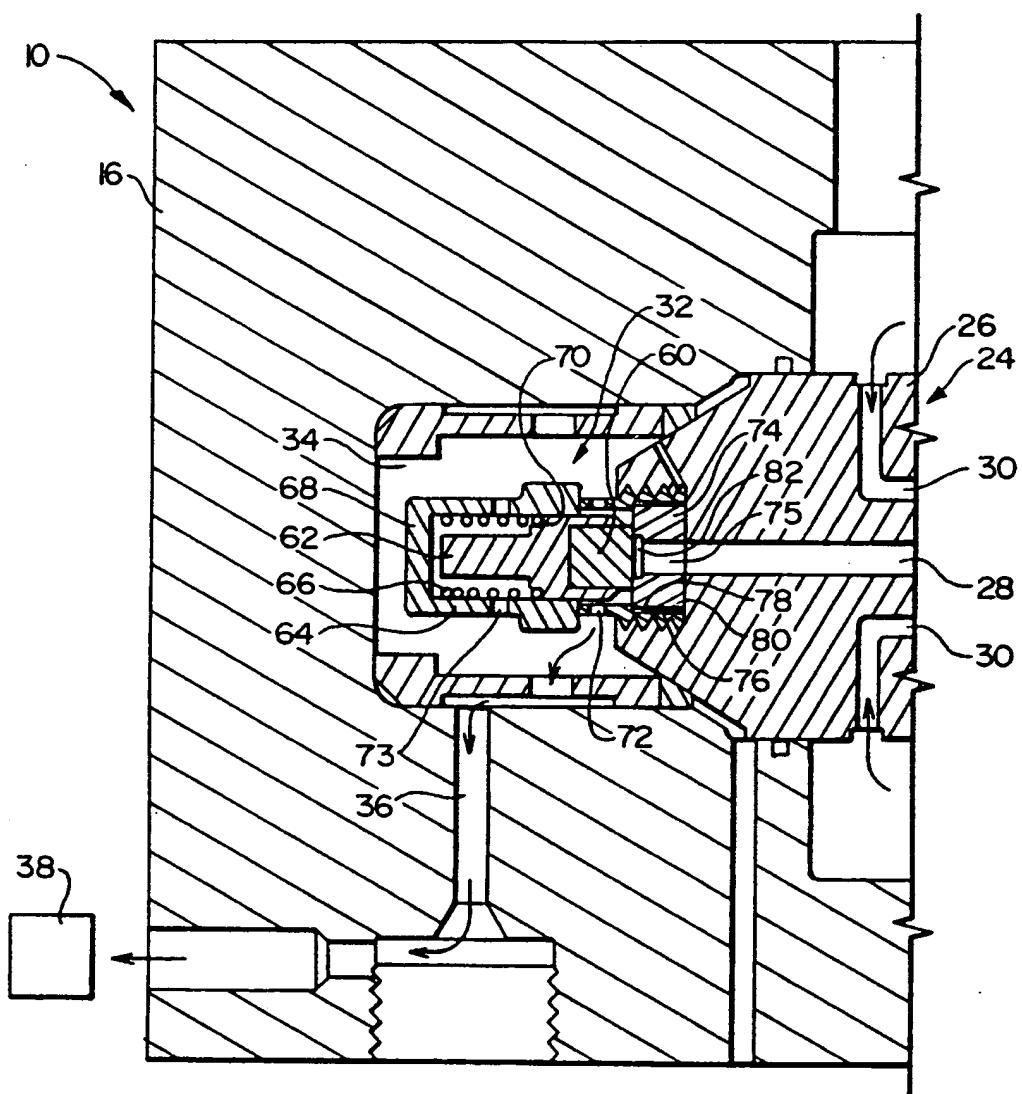


FIG. 3

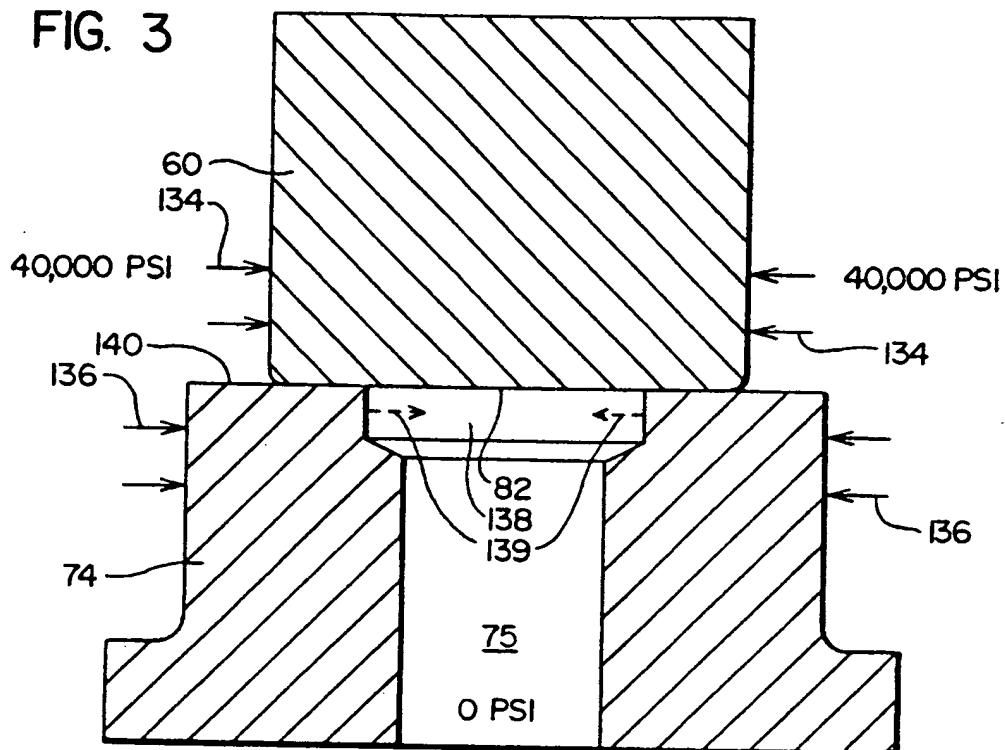


FIG. 4

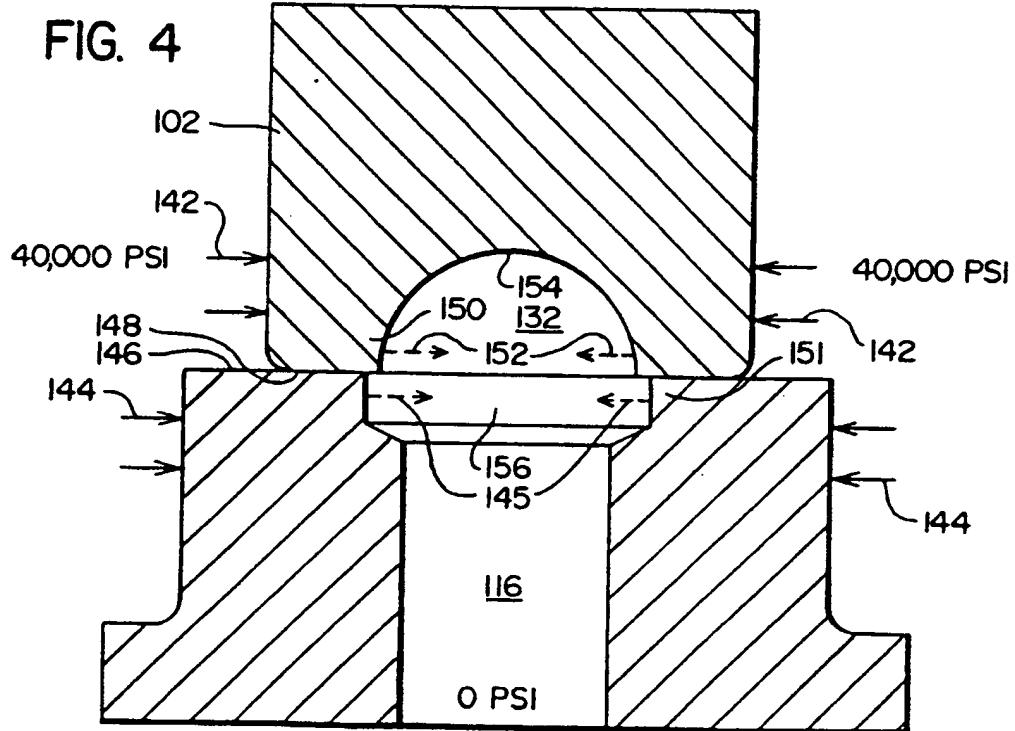
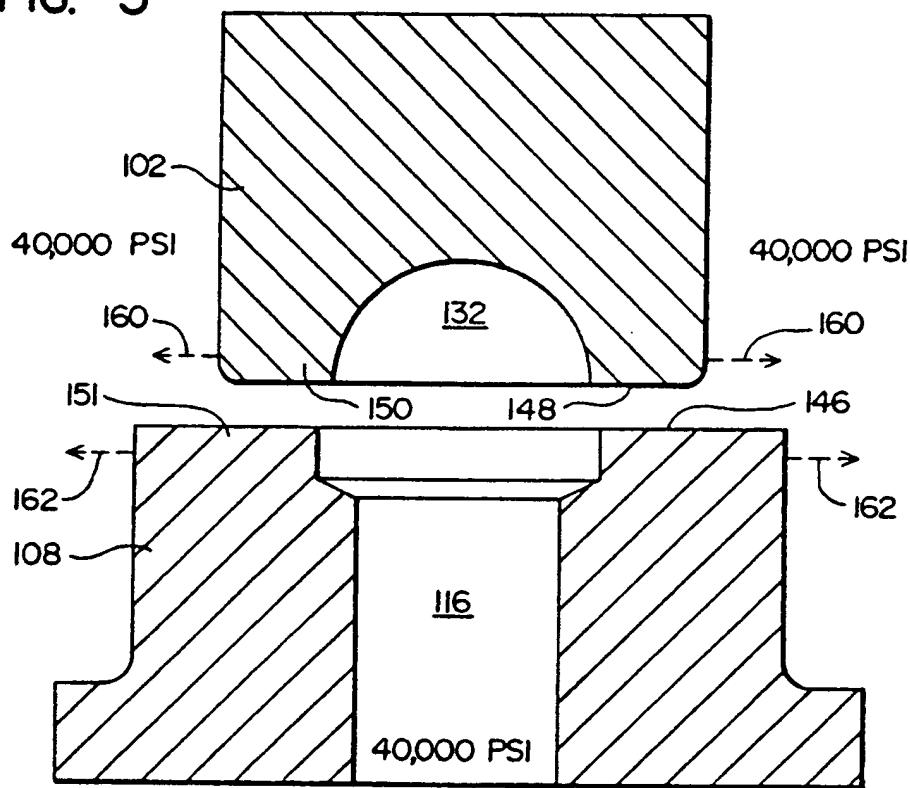


FIG. 5



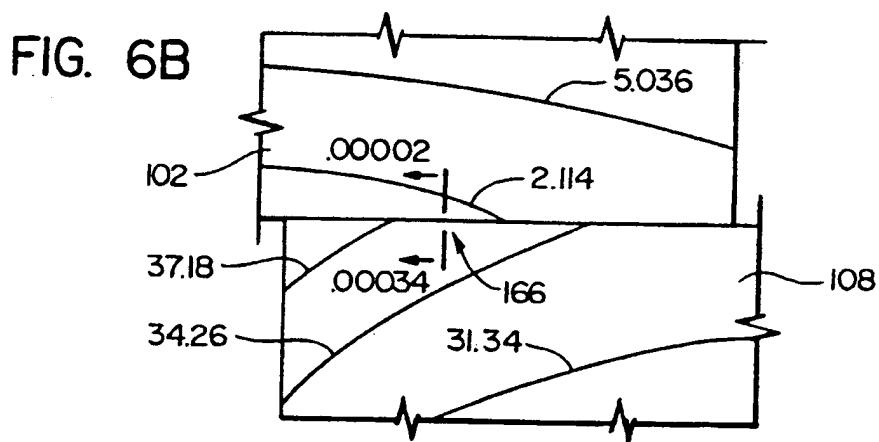
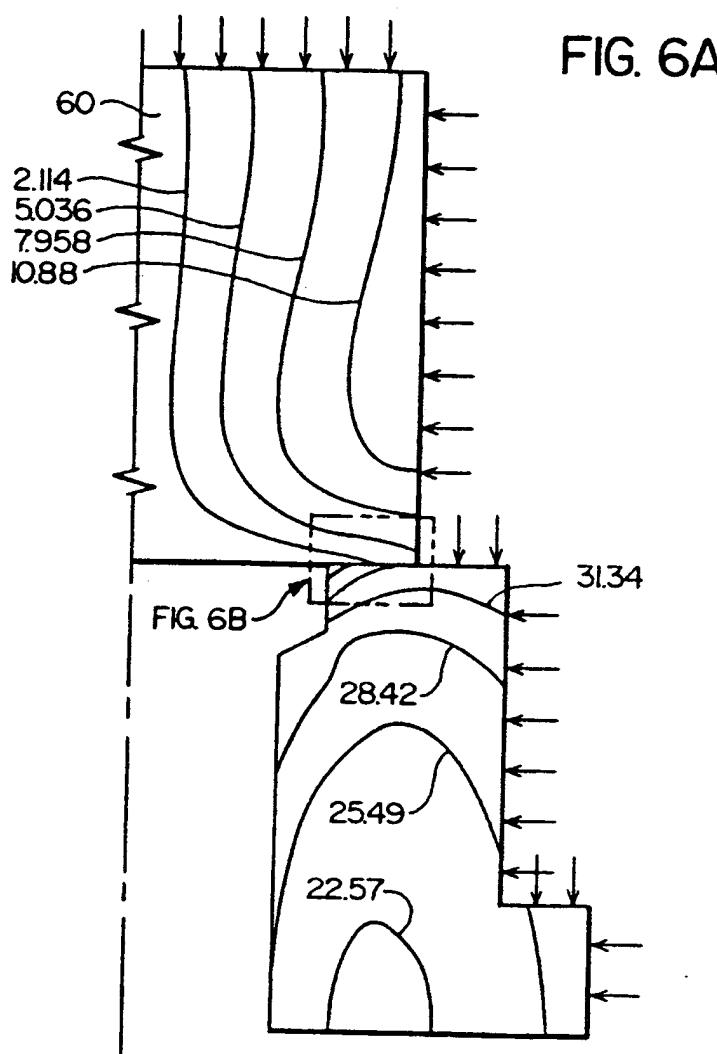


FIG. 7A

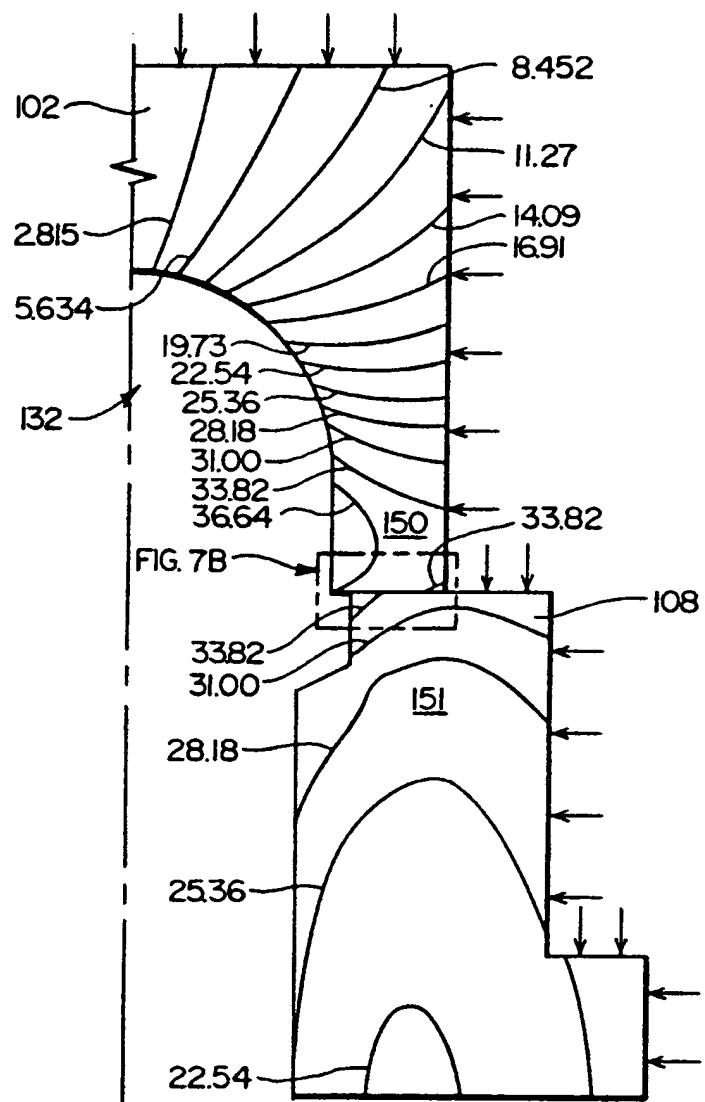


FIG. 7B

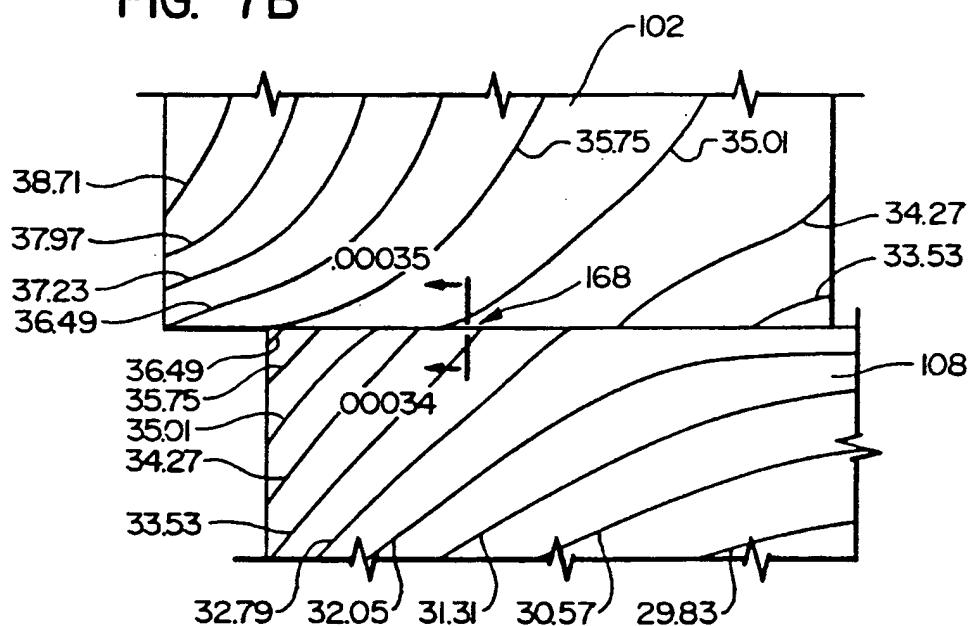


FIG. 8

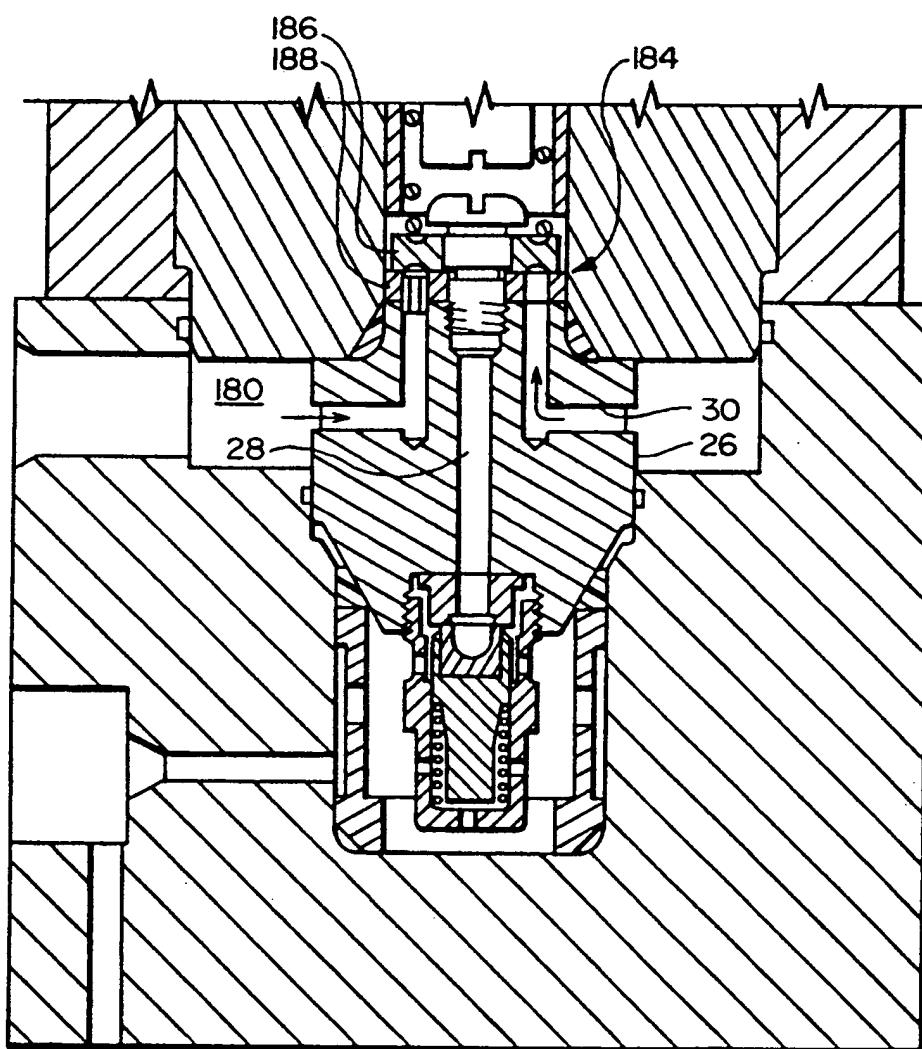


FIG. 9

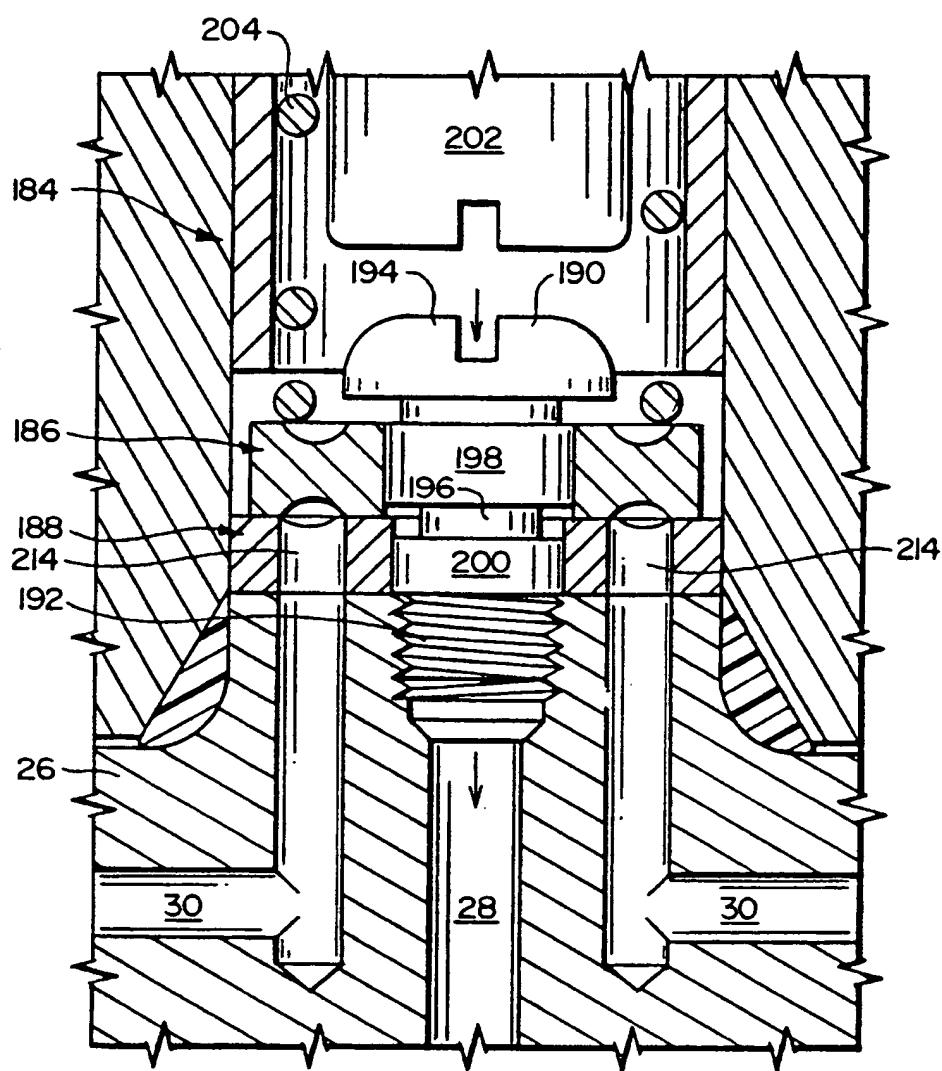


FIG. 10A

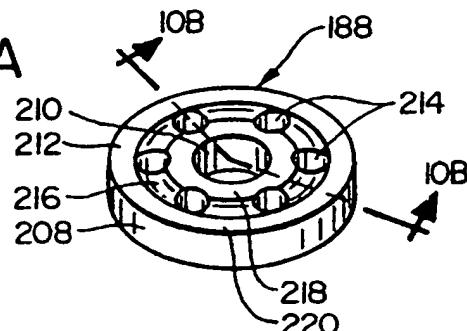


FIG. 10B

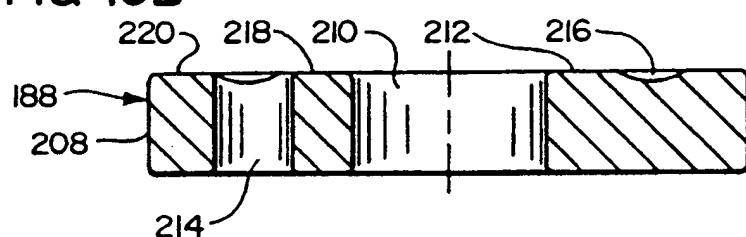


FIG. 11A

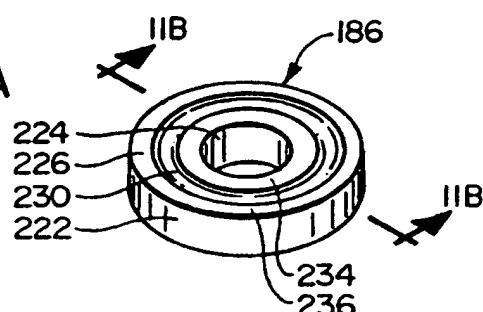


FIG. 11B

